

Control system for continuously variable transmission

Patent Number: EP0892196
Publication date: 1999-01-20
Inventor(s): SAWADA MAKOTO (JP); OKAHARA HIROFUMI (JP)
Applicant(s): NISSAN MOTOR (JP)
Requested Patent: JP11037237
Application Number: EP19980113288 19980716
Priority Number(s): JP19970191263 19970716
IPC Classification: F16H61/00
EC Classification: F16H61/00C5
Equivalents: US6217469;
Cited Documents: EP0440422; DE19709505

Abstract

A control system controls a line pressure applied to a CVT upon taking account of a centrifugal pressure caused by a rotation of pulleys. The control system determines whether the centrifugal pressure is greater than a predetermined value only by which the pulley transmits an input torque from an engine. When the determination is affirmative, a lower limit of a duty ratio for operating a line pressure control valve is switched from a lower limit of a linear range to 0% duty ratio. Therefore, an actual transmission ratio control range is expanded while preventing an undershoot of the line

pressure.



Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-37237

(43) 公開日 平成11年(1999) 2月12日

(51) Int.Cl.⁶

F 1 6 H 9/00

61/02

// F 1 6 H 59:38

識別記号

F I

F 1 6 H 9/00

61/02

L

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号

特願平9-191263

(22) 出願日

平成9年(1997) 7月16日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 澤田 真

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者 岡原 博文

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

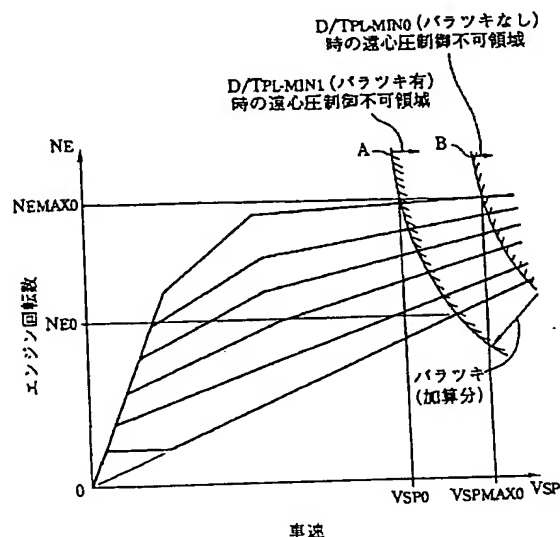
(74) 代理人 弁理士 森 哲也 (外2名)

(54) 【発明の名称】 無段変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 ベルト式無段変速機構のプーリに供給するライン圧をデューティ弁で制御するにあたり、ライン圧制御の応答性と変速比制御範囲の確保とを両立する。

【解決手段】 車速 V_{sp} が所定値 V_{sp0} 以上であるとか、エンジン回転数 N_e が所定値 N_{e0} 以上であるといったように、供給されるライン圧 P_L に関わらず、プーリの高速回転によって発生する遠心圧 P_{cl} がベルトを挟持してエンジンからの最大入力負荷を伝達する領域を検出し、その領域を検出したら、デューティ比 D/T_{pl} の下限値 D/T_{pl-min} を、リニア応答の下限値、即ち下側不感帯閾値 $D/T_{pl-min1}$ から、数値上の最小値 $D/T_{pl-min0}$ に切換え、デューティ弁の持つ出力圧のバラツキが遠心圧に与える影響を排除することで、実質的な変速比制御範囲を広げる。また、この領域以外では、デューティ比の下限値 D/T_{pl-min} を前記リニア応答の下限値に制限してライン圧のアンダシュートを抑制防止する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 溝幅が可変の一對のブーリーで、巻回されるベルトを挾持する無段変速機構を有し、ポンプで昇圧された作動流体を少なくとも前記無段変速機構への入力負荷に応じた所定の流体圧に無段変速機構用調圧弁で調圧して当該無段変速機構の少なくとも一方のブーリーに供給するようにした無段変速機の制御装置にあって、前記無段変速機構用調圧弁への指令値の限界値を応答性重視の値に設定したときに、当該無段変速機構のブーリーに供給されている作動流体が当該ブーリーの回転に伴って発生する遠心圧が、当該無段変速機構への入力負荷を伝達可能な領域であることを検出する遠心圧検出手段と、この遠心圧検出手段により前記作動流体の遠心圧が無段変速機構への入力負荷を伝達可能な領域であることを検出したときに、前記無段変速機構用調圧弁への指令値の限界値を、前記応答性重視の値から作動流体圧のバラツキの小さな値に切り換える切換え手段とを備えたことを特徴とする無段変速機の制御装置。

【請求項2】 前記無段変速機構用調圧弁がデューティ弁を含んで構成され、前記指令値が当該デューティ弁へのデューティ比に相当する指令信号であるとき、前記指令値の限界値に相当する応答性重視の値は当該デューティ弁の出力特性の不感帯閾値であり、前記指令値の限界値に相当する作動流体圧のバラツキのない値は当該デューティ弁へのデューティ比の最大又は最小値に相当する値であることを特徴とする請求項1に記載の無段変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両に搭載される無段変速機の制御装置に関するものであり、特に溝幅が可変の一對のブーリーで巻回されるベルトを挾持し、当該ブーリーの溝幅を調整することで変速比を可変制御する無段変速機構を備えたものに好適なものである。

【0002】

【従来の技術】このような無段変速機の制御装置としては例えば本出願人が先に提案した特開平8-200461号公報に記載されるもの（以下、単に従来例1とも記す）がある。この従来例1に見られるように、ブーリーの溝幅を調整して変速比を可変制御するものでは、ベルトの滑りを抑制防止するためにブーリーを構成する二つの円錐体に作動流体圧を供給し、その推力、つまり押圧力により二つの円錐体でベルトを挾持する。この無段変速機構を構成するブーリーへの供給作動流体圧を、この従来技術ではライン圧と称しているが、前述のような目的から、一般にエンジンからの入力負荷に応じてこのライン圧の基本的な設定圧を大きくしてベルトが滑らないようにしている。また、この従来技術では、例えばブーリーが高速回転することによって発生する遠心圧（ブーリーのシリンダ室内に供給された作動流体が遠心力で外側に押し

出され、結果的に当該シリンダ室内の流体圧が高くなる状態、又はその流体圧変化量）も考慮しており、前記入力負荷に応じた基本的な設定圧からこの遠心圧を減じた値を、例えばデューティ弁を含んで構成される無段変速機構用調圧弁からの制御すべき出力圧、つまりライン圧として制御している。ちなみに、このライン圧は、ポンプで昇圧された作動流体を、例えばデューティ弁やモディファイヤ弁等を含んで構成される無段変速機構用調圧弁で調圧するようにしており、その場合には、例えば前記デューティ弁へのデューティ比に応じた制御信号（以下、単にデューティ比制御信号とも記す）によってライン圧を制御できるようにしている。

【0003】また、この種の無段変速機のライン圧制御装置としては、例えば特開平8-74959号公報に記載されるもの（以下、単に従来例2とも記す）もある。この従来例2では、前述のようなデューティ弁へのデューティ比制御信号でライン圧を制御する場合に、その指令値であるデューティ比とデューティ弁からの出力圧（出力特性）との非リニア性に着目している。即ち、一般的なデューティ弁では、デューティ比と出力圧とがリニアな関係にある領域は比較的狭く、特にデューティ比の小さな領域や大きな領域では、デューティ比を変化させても出力圧は変化しない、所謂不感帯に相当する領域がある。従って、例えば或る制御入力に対してデューティ比を一定の割合で設定するようにしたとき、それによってデューティ比が不感帯の中、つまり値の小さい側（下側）の不感帯閾値より更に小さいとか、値の大きい側（上側）の不感帯閾値より更に大きい場合には、デューティ比を変化させても出力圧が変化しないから、必要な出力圧に対する応答性が低下してしまう恐れがある。そこで、この従来例2では、例えばデューティ比の下限值など、指令値の限界値を、前記不感帯閾値に設定することによって、出力圧の応答性を確保するようにしている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、一般的なデューティ弁等を用いた調圧弁では、例えば指令値が完全なOFF状態、つまりデューティ比が0%であるとか、完全なON状態、つまりデューティ比が100%である場合には、その出力特性は比較的バラツキが少ない。逆に、前述のようにデューティ比等の指令値に対して出力特性（出力圧）がリニアに変化する領域又はその近傍、つまりON-OFFの間では、比較的バラツキが大きい。そのため、前記従来例2のように、無段変速機構のブーリーに供給する流体圧、即ちライン圧を制御するための無段変速機構用調圧弁に対して、例えば前述のように応答性を重視するために、そのデューティ弁へのデューティ比の下限値を不感帯閾値に設定するといったように、指令値の限界値をON-OFFの間の値に設定した場合、一般的なデューティ弁等を用いた調圧弁では、指

令値を同じ限界値に設定しても出力特性にバラツキが生じてしまう。これは、例えばデューティ比制御信号の電圧や作動流体の温度（粘性）、或いは作動流体中に混入する気泡等々が起因しているとされるが、とにかく調圧弁への指令値をON-OFFの中間値に固定すると出力特性がバラついてしまう。

【0005】一方、ベルト式無段変速機構のプーリには、前記従来例1に開示されるように、特に高速或いは高回転時に遠心圧と呼ばれる作動流体圧が発生するため、この遠心圧が或る程度以上に高くなると、供給されるライン圧（作動流体圧）の如何に関わらず、当該遠心圧による推力で二つの円錐体がベルトを挟持してしまい、それによってエンジンからの入力負荷が伝達されてしまう領域がある。このように遠心圧によって、例えばエンジンからの最大入力負荷までが伝達されるような領域では、正確な変速制御もライン圧制御も行い得ないから、当然変速比制御の制御範囲から外さなければならない。

【0006】しかしながら、前述のように応答性重視のために無段変速機構用調圧弁への指令値の限界値をON-OFFの間の値に設定してしまうと、当該指令値を限界値に固定したときにも出力特性、つまり出力圧にバラツキが生じてしまうので、変速比制御の制御範囲から外すべき前記遠心圧による入力負荷伝達領域も、このバラツキ分を見込んで広く設定しなければならないことになり、結果的に変速比制御の制御範囲は、前記指令値の限界値を応答性重視の値に設定した分だけ狭くなる。これと同様の問題は、必ずしもデューティ弁へのデューティ比制御信号に限られるものではなく、例えば通常の比例電磁ソレノイドを用いた調圧弁でも発生し得るものである（このときの指令値は電流値になる）。

【0007】本発明はこれらの諸問題に鑑みて開発されたものであり、ライン圧の応答性を可及的に高めながら変速比制御範囲を広げることのできる無段変速機の制御装置を提供することを目的とするものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために、本発明のうち請求項1に記載される無段変速機の制御装置は、溝幅が可変の一対のプーリで、巻回されるベルトを挟持する無段変速機構を有し、ポンプで昇圧された作動流体を少なくとも前記無段変速機構への入力負荷に応じた所定の流体圧に無段変速機構用調圧弁で調圧して当該無段変速機構の少なくとも一方のプーリに供給するようにした無段変速機の制御装置であって、前記無段変速機構用調圧弁への指令値の限界値を応答性重視の値に設定したときに、当該無段変速機構のプーリに供給されている作動流体が当該プーリの回転に伴って発生する遠心圧が、当該無段変速機構への入力負荷を伝達可能な領域であることを検出する遠心圧検出手段と、この遠心圧検出手段により前記作動流体の遠心圧が無段変速機構

への入力負荷を伝達可能な領域であることを検出したときに、前記無段変速機構用調圧弁への指令値の限界値を、前記応答性重視の値から作動流体圧のバラツキの小さな値に切り換える切換え手段とを備えたことを特徴とするものである。

【0009】また、本発明のうち請求項2に係る無段変速機の制御装置は、前記無段変速機構用調圧弁がデューティ弁を含んで構成され、前記指令値が当該デューティ弁へのデューティ比に相当する指令信号であるとき、前記指令値の限界値に相当する応答性重視の値は当該デューティ弁の出力特性の不感帯閾値であり、前記指令値の限界値に相当する作動流体圧のバラツキのない値は当該デューティ弁へのデューティ比の最大又は最小値に相当する値であることを特徴とするものである。

【0010】ここで用いられる無段変速機構に供給する流体圧とは、例えば前記ライン圧と称されるような、対向する二つの円錐体でベルトを挟持するためにプーリのシリンダ室に供給される作動流体圧のうち、特に後述の遠心圧を除き、前記無段変速機構用調圧弁で調圧された出力圧を言う。また、前記作動流体の遠心圧とは、無段変速機構のプーリに供給された作動流体が遠心力で外側に押し付けられることによって流体圧が高くなる状態、又はその流体圧変化量を示している。

【0011】

【発明の効果】而して、本発明の無段変速機の制御装置によれば、前記無段変速機構用調圧弁への指令値が前記応答性重視の値からなる限界値であるときに、バラツキの大きい作動流体圧を含めて、当該作動流体の遠心圧が無段変速機構への入力負荷を伝達可能な領域であることが検出されたら、当該指令値の限界値を作動流体圧のバラツキの小さい値に設定することで、作動流体圧のバラツキによる無段変速機構の入力負荷伝達領域を排除し、これにより無段変速比制御範囲から外さなければならない領域を小さくして変速比の制御範囲を広げることができる。一方、前記無段変速機構用調圧弁への指令値の限界値を応答性重視の値に設定することによって、前記作動流体の遠心圧が無段変速機構への入力負荷を伝達可能な領域以外では、作動流体圧の応答性を確保することができる。

【0012】

【発明の実施形態】以下、本発明の無段変速機の制御装置の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【0013】図1は本発明の一実施形態を示す無段変速機及びその制御装置の概略構成図である。まず、この無段変速機の動力伝達機構は、フルードカップリングがトルクコンバータに変更されている点を除いて、本出願人が先に提案した特開平7-317895号公報に記載されるものと同等であるために、同等の構成部材には同等の符号を附して簡潔に説明する。なお、図中の符号10はエンジン、12はトルクコンバータ、15は前後進切

換機構、29はベルト式無段変速機構、56は差動装置、66、68は前輪用の左右ドライブシャフトである。

【0014】前記エンジン10の吸気管路11には、運転者によるアクセルペダルの踏み量に応じて開閉するスロットルバルブ19が配設されている。また、このスロットルバルブ19には、その開度（以下、スロットル開度とも記す）TVOを検出するスロットル開度センサ303が取付けられている。また、エンジン10の出力軸10aには、その回転速度（以下、エンジン回転数とも記す）N_eを検出するエンジン回転数センサ301が取付けられている。なお、エンジン負荷や車速等に応じて例えば燃料噴射量やその時期、点火時期等をエンジンコントロールユニット200が制御することで、エンジン10の回転状態は車両の走行状態に応じて最適状態に制御される。また、スロットル開度センサ303で検出されるスロットル開度TVOの検出信号は、当該スロットル開度TVOが大でアクセルペダルの踏み量が大であることを示す。また、前記エンジン回転数センサ301はエンジンのイグニッション点火パルスからエンジン

回転速度を検出するように構成してもよい。

【0015】前記エンジン10の出力軸10aに連結されたトルクコンバータ12は、ロックアップ機構付きの既存のものであり、図示されるロックアップフェーシングの図示左方がアブライ側流体室12a、その反対側、即ちロックアップフェーシングとトルコンカバーとの間がリリース側流体室12bになり、アブライ側流体室12aへの作動流体圧が高まるとロックアップ、リリース側流体室12bへのそれが高まるとアンロックアップ状態となる。なお、このトルクコンバータ12の出力軸、即ちタービン出力軸13には、無段変速機構29への回転速度（以下、単に入力回転数とも記す）N_{pr}を検出する入力回転数センサ305が取付けられている。なお、後述する前後進切換機構15では、例えば前進用クラッチ40の締結力を可変調整することにより、アクセルペダルを踏込んでいないときの、所謂クリープ走行力等を制御することもあるが、通常の走行時には当該前進用クラッチ40は完全に締結しているため、前記タービン出力軸13の回転数を無段変速機構への入力回転数N_{pr}として用いる。また、前記リリース側流体室12bに供給される作動流体はアブライ側流体室12aを通過してドレンされるし、アブライ側流体室12aに供給された作動流体のドレン分はリリース側流体室12bから、その他の冷却・潤滑系に転用されてゆく。従って、このロックアップ機構への作動流体は流体路そのものを切替えるのではなく、供給の向きを切替えることでロックアップ/アンロックアップの切換制御を行っている。

【0016】また、前記前後進切換機構15は、遊星歯車機構17、前進用クラッチ40、および後進用ブレーキ50を有して構成される。このうち、遊星歯車機構1

7は、複段のビニオン列を有して構成されており、これらのビニオン列を支持するビニオンキャリアが駆動軸14を介して前記無段変速機構29の駆動ブリー16に接続され、サンギヤが前記タービン回転軸13に接続されている。また、前記ビニオンキャリアは前進用クラッチ40によって前記タービン回転軸13と締結可能とされ、遊星歯車機構17のリングギヤが後進用ブレーキ50によって静止部と締結可能とされている。従って、前進用クラッチ40が流体室40aへの作動流体圧によって締結されると、ビニオンキャリアを介して前記駆動軸14とタービン出力軸13とが同方向に等速回転する。また、後進用ブレーキ50が流体室50aへの作動流体圧によって締結されると、複段のビニオン列を介して前記駆動軸14がタービン出力軸13と逆方向に等速回転する。

【0017】前記無段変速機構29を構成する駆動ブリー16は、前記駆動軸14と一体に回転する固定円錐体18と、これに対向配置されてV字状ブリー溝を形成すると共に軸方向に移動可能な可動円錐体22とから構成される。また、この駆動ブリー16の可動円錐体22には、固定円錐体18との間でベルト24を挟持するために、作動流体圧が供給されるシリンダ室20が形成されている。また、前記駆動ブリー16と対をなして、ベルト24が巻回される従動ブリー26は、従動軸28と一体に回転する固定円錐体30と、これに対向配置されてV字状ブリー溝を形成すると共に軸方向に移動可能な可動円錐体34とから構成され、当該可動円錐体34にも、固定円錐体30との間でベルト24を挟持するために、作動流体圧が供給されるシリンダ室32が形成されている。

【0018】このベルト式無段変速機構29は、ラック182に噛合するビニオン108aをステップモータ108の回転軸に取付け、更にラック182と前記可動ブリー16の可動円錐体22とをレバー178で連結し、このステップモータ108を後述する変速機コントロールユニット300からの駆動信号D_{sl}により回転制御することで駆動ブリー16の可動円錐体22及び従動ブリー26の可動円錐体34を軸方向に移動させてベルト24との接触位置半径を変えることにより、駆動ブリー16と従動ブリー26との回転比、つまり変速比（ブリー比）を変えることができる。なお、このブリー比接触位置半径変更制御は、例えば前述のように本実施形態では駆動ブリー16の可動円錐体22を移動させてその溝幅を変更することで、従動ブリー26の可動円錐体34が自動的に移動されて溝幅が変更されるようになっている。これは、前述のようにベルト24が、主として押圧方向に駆動力を伝達する、ブッシュ式ベルトであるためである。なお、このブッシュ式ベルトの構成は、周知のエレメントをベルトの長手方向又は巻回方向に並べて構成される。

【0019】そして、前記従動軸28に固定された駆動ギヤ46と、アイドル軸52上のアイドルギヤ48とが噛合し、このアイドル軸52に設けられたピニオンギヤ54がファイナルギヤ44に噛合し、このファイナルギヤ44に差動装置56を介して前左右のドライブシャフト66及び68が連結されている。なお、この最終出力軸には車速 V_r を検出する車速センサ302が取付けられている。

【0020】次に、この無段変速機の流体圧制御装置について説明する。この流体圧制御装置は、前記エンジン10の回転駆動力で回転されるポンプ101により、リザーバ130内の作動流体を十分に昇圧してアクチュエータユニット100に供給する。このアクチュエータユニット100内の構成は、本出願人が先に提案した前記特開平7-317895号公報に記載されるものと同様であるため、同等の構成要素には同等の符号を附して、その詳細な図示並びに説明を省略し、本実施形態で必要な弁構成の説明に止める。

【0021】図1中の符号104は、セレクトレバー103によって直接操作され、主として前記前進用クラッチ40のシリンダ室40aへのクラッチ圧 P_{cl} と後進用ブレーキ50のシリンダ室50aへのブレーキ圧 P_{bk} とを切換制御するためのマニュアル弁である。なお、このセレクトレバー103には、選択されたシフトポジションを検出し、それに応じたシフトレンジ信号 S_{range} を出力するインヒビタスイッチ304が取付けられている。ちなみに、このシフトレンジ信号 S_{range} は、実車のシフトポジションに合わせて、P、R、N、D、2、Lに相当する信号になっている。

【0022】また、符号106は、前記ステップモータ108と駆動プーリ16の可動円錐体22との相対変位、即ち前記レバー178の挙動に応じて操作され、主として変速の様子、つまり要求する変速比と当該駆動プーリ16の溝幅との相対関係に応じて駆動プーリ16側への作動流体圧（ライン圧） P_{lcr} を制御する変速制御弁である。

【0023】また、符号128は後述する変速機コントロールユニット300からの駆動信号 D_{cl} によって駆動され、主として前記トルクコンバータ12のロックアップ機構によるロックアップ/アンロックアップを制御するためのロックアップ制御用デューティ弁である。ちなみに、このロックアップ制御用デューティ弁128は、デューティ比の大きい制御信号でトルクコンバータ12をロックアップし、デューティ比の小さい制御信号でアンロックアップするように作用する。また、符号129は、後述する変速機コントロールユニット300からの駆動信号 D_{cl} によって駆動され、主として前記前進用クラッチ40又は後進用ブレーキ50の締結力を制御するためのクラッチ締結制御用デューティ弁である。このクラッチ締結制御用デューティ弁129は、デューティ

比の大きい制御信号で前進用クラッチ40又は後進用ブレーキ50を締結し、デューティ比の小さい制御信号で締結解除するように作用する。

【0024】また、符号120は、後述する変速機コントロールユニット300からの駆動信号 D_{pl} によって駆動され、前述のようにベルト24を挟持するために、主として前記従動プーリ26（又は一部、駆動プーリ16）への作動流体圧（以下、この流体圧をライン圧とも記す） P_l を制御するためのライン圧制御用デューティ弁120である。なお、引用する公報では、このデューティ弁120をモディファイヤ用デューティ弁としている。これは、このデューティ弁120からの出力圧が、一旦、プレッシャモディファイヤ弁というパイロット圧調圧弁のパイロット圧として作用し、その結果、プレッシャモディファイヤ弁からの出力圧がライン圧調圧弁のパイロット圧として作用して、当該ライン圧調圧弁の上流側に形成されるライン圧 P_l を調圧するためである。しかしながら、この説明からも明らかなように、このデューティ弁120のデューティ比を制御すれば、間接的にはあるが、ライン圧 P_l を制御することができるのである。また、これにより、本実施形態では、図2に示すように、所定の不感帯領域を除き、このライン圧制御用デューティ弁120への制御信号又は駆動信号のデューティ比 D/T_{pl} の増加に伴って（目標）ライン圧 P_{lcor} はリニアに増圧するものとする。より具体的に、下側不感帯はライン圧デューティ比 D/T_{pl} の最小値 D/T_{pl-min} （=0%）から下側不感帯閾値 $D/T_{pl-min1}$ までの範囲を示し、上側不感帯は上側不感帯閾値 $D/T_{pl-max1}$ から最大値 D/T_{pl-max} （=100%）までの範囲を示すことになるから、リニアな範囲は前記下側不感帯閾値 $D/T_{pl-min1}$ 以上上側不感帯閾値 $D/T_{pl-max1}$ 以下の範囲となる。ちなみに、前記プレッシャモディファイヤ弁からの出力圧が増圧されると、クラッチ圧の元圧やトルクコンバータのロックアップ圧の元圧も同時に増圧する（傾きや切片は異なる）ことができるようになっている。

【0025】前記変速機コントロールユニット300は、例えば後述する図3の演算処理等を実行することで、前記無段変速機構29並びに前記アクチュエータユニット100を制御するための制御信号を出力する制御手段としてのマイクロコンピュータ310と、当該マイクロコンピュータ310から出力される制御信号を、実際のアクチュエータ、即ち前記ステップモータ108や各デューティ弁120、128、129に適合する駆動信号に変換する駆動回路311~314とを備えて構成される。

【0026】このうち、前記マイクロコンピュータ310は、例えばA/D変換機能等を有する入力インタフェース回路310aと、マイクロプロセッサ等の演算処理装置310bと、ROM、RAM等の記憶装置310c

と、例えばD/A変換機能を有する出力インタフェース回路310dとを備えている。このマイクロコンピュータ310では、例えば前記特開平7-317895号公報に記載される演算処理を行うことで、実際の変速比を司るステップモータ108の回転角、つまりポジションを求め、そのポジションが達成されるパルス制御信号 $S_{s/m}$ を出力したり、ベルト24を挟持するのに最適なライン圧 P_L を求め、それを達成するために必要なライン圧制御用デューティ弁120のデューティ比 D/T_{PL} を算出し、そのライン圧制御デューティ比 D/T_{PL} に応じたライン圧制御信号 S_{PL} を出力したり、或いはトルクコンバータ12のロックアップ機構をロックアップ/アンロックアップ制御するのに最適な作動流体圧(以下、これを単にトルクコン圧とも記す) $P_{T/c}$ を求め、それを達成するために必要なロックアップ制御用デューティ弁128のデューティ比 $D/T_{L/c}$ を算出し、そのロックアップ制御デューティ比 $D/T_{L/c}$ に応じたロックアップ制御信号 $S_{L/c}$ を出力したり、例えばアクセルペダルが踏込まれていない状態での車両のクリープ走行に最適な作動流体圧(以下、これを単にクラッチ圧とも記す) P_{cl} を求め、それを達成するために必要なクラッチ締結制御用デューティ弁129のデューティ比 D/T_{cl} を算出し、そのクラッチ圧制御デューティ比 D/T_{cl} に応じたクラッチ締結制御信号 S_{cl} を出力したりする。

【0027】また、前記駆動回路311は前記パルス制御信号 $S_{s/m}$ をステップモータ108に適した駆動信号 $D_{s/m}$ に、駆動回路312は前記ライン圧制御信号 S_{PL} をライン圧制御用デューティ弁120に適した駆動信号 D_{PL} に、駆動回路313は前記ロックアップ制御信号 $S_{L/c}$ をロックアップ制御用デューティ弁128に適した駆動信号 $D_{L/c}$ に、駆動回路314は前記クラッチ締結制御信号 S_{cl} をクラッチ締結制御用デューティ弁129に適した駆動信号 D_{cl} に、夫々変換して出力する。

【0028】なお、例えばデューティ比に応じた制御信号やパルス制御信号の形態は、既に所望するデューティ比やパルス数を満足しており、各駆動回路311~314は、例えば単にそれを増幅するなどの電気的処理を施すだけで、信号の形態そのものを処理するものではない。

【0029】また、前記エンジンコントロールユニット200内にも独自のマイクロコンピュータを有しており、前記変速機コントロールユニット300のマイクロコンピュータ310と相互通信を行って、エンジン並びに変速機を車両走行状態に応じて最適状態に制御するように構成されている。

【0030】次に、本実施形態の変速制御全体の概略構成を、前記マイクロコンピュータ310で実行される図3に示すゼネラルフローの演算処理に従って説明する。この演算処理は、基本的には、前記Dレンジが選択され且つエンジンコントロールユニット側からの要求がない

状態で、前記特開平7-317895号公報に記載される変速制御を簡潔に纏めたものであり、その詳細は当該公報を参照されるとして、ここではゼネラルフローの概要を説明するに止める。この演算処理は、所定サンプリング時間(例えば10msec)ΔT毎にタイマ割込処理として実行される。なお、これ以後の演算処理では、何れも特に通信のためのステップを設けていないが、演算処理装置310bで必要なプログラムやマップ、或いは必要なデータは随時記憶装置310cから読込まれるし、逆に演算処理装置310bで算出されたデータは随時記憶装置310cに更新記憶されるものとする。

【0031】この演算処理では、まずステップS1で、前記車速センサ302からの車速 V_{sp} 、エンジン回転数センサ301からのエンジン回転数 N_e 、入力回転数センサ305からの入力回転数 N_{pi} 、スロットル開度センサ303からのスロットル開度 TVO 、及びインヒビタスイッチ304からのシフトレンジ信号 S_{range} を読込む。

【0032】次にステップS2に移行して、個別の演算処理に従って、前記車速 V_{sp} 、入力回転数 N_{pi} から現在の変速比 C_r を算出する。具体的には、最終出力軸回転数に比例する車速 V_{sp} を、無段変速機構29から最終出力軸までの、所謂最終減速比 n で除せば無段変速機構29の出力回転数 N_{sa} が得られるから、これに対する入力回転数 N_{pi} の比を算出すれば現在の変速比 C_r が得られる。

【0033】次にステップS3に移行して、制御マップ検索等の個別の演算処理に従って、スロットル開度 TVO 、エンジン回転数 N_e からエンジントルク T_e を算出する。具体的には、例えば図4に示すように、スロットル開度 TVO をパラメータとし且つエンジン回転数 N_e に応じたエンジントルク T_e の出力特性図から現在のエンジントルク T_e を算出する。

【0034】次にステップS4に移行して、後述する図7の演算処理に従って前記ライン圧 P_L の制御を行う。次にステップS5に移行して、個別の演算処理に従って、ロックアップ制御を行う。具体的には、例えば図5のような制御マップから車速 V_{sp} 及びスロットル開度 TVO に応じたロックアップ車速 V_{oa} 及びアンロックアップ車速 V_{of} を設定し、原則的に車速 V_{sp} がロックアップ車速 V_{oa} 以上ならロックアップ、アンロックアップ車速 V_{of} 以下ならアンロックアップとなるように前記制御信号 $S_{L/c}$ を創成出力するが、特にロックアップ側に移行するときに、そのときのエンジン回転数 N_e と入力回転数 N_{pi} 、即ちタービン出力軸回転数との差分値が大きいときには、その差分値の大きさに応じた比較的大きなゲインでデューティ比 $D/T_{L/c}$ を増加し、両者の差分値が小さくなる、つまりロックアップ気味になると比較的小さな所定値ずつデューティ比 $D/T_{L/c}$ を増加して、完全なロックアップ移行時の衝撃を緩和する。

【0035】次にステップS6に移行して、制御マップ検索等の個別の演算処理に従って、到達変速比 C_r を算出する。この到達変速比 C_r は、車速 V_{sp} 及びスロットル開度 TVO とから現在のエンジン回転数 N_e を達成する、最も理想的な無段変速機構29の変速比であり、具体的には図6に示すように、3者が完全に一致する変速比 C が設定できれば、そのときの車速 V_{sp} とエンジン回転数 N_e とを満足しながら、運転者によるアクセルペダルの踏み量、即ちスロットル開度 TVO に応じた加速を得られる。ここで、例えば前記図6が到達変速比 C_r の設定に用いる制御マップであると仮定すれば、原点を通る傾き一定の直線が或る一定の変速比となり、例えば変速パターン全領域において最も傾きの大きい直線は、車両全体の減速比が最も大きい、即ち最大変速比 C_{max} であり、逆に最も傾きの小さい直線は、車両全体の減速比が最も小さい、即ちDレンジ最小変速比 C_{min} であると考えてよい。なお、この制御マップでは、変速比制御範囲は車速 V_{sp} の最大値 $V_{sp,max}$ 、エンジン回転数 N_e の最大値 $N_{e,max}$ に設定されている。

【0036】次にステップS7に移行して、個別の演算処理に従って、目標変速比 C_t を算出する。具体的には、原則的に前記到達変速比 C_r が現在の変速比 C より大きければダウンシフト方向、小さければアップシフト方向に、例えば現在の変速比 C を最も速い変速速度 dC/dt 又は最も小さい時定数 τ で変速した所定サンプリング時間 ΔT 後の変速比を目標変速比 C_t として設定する。但し、スロットル開度 TVO が全開状態に近い状態から閉方向変化した、所謂アクセルペダルの足戻し状態では変速速度 dC/dt を少し遅くし又は時定数 τ を少し大きくし、更にこの条件に加えてスロットル開度の閉方向への変化速度が速く且つスロットル開度の閉方向への変化量が大きい、所謂アクセルペダルの足離し状態では変速速度 dC/dt を更に遅くし又は時定数 τ を更に大きくして、夫々、目標変速比 C_t を設定する。

【0037】次にステップS8に移行して、個別の演算処理に従って、クラッチ締結制御を行う。具体的には、原則的に車速 V_{sp} がクリープ制御閾値以上なら前進用クラッチ40を締結、車速 V_{sp} がクリープ制御閾値未満で且つスロットル開度 TVO がクリープ制御用の全閉閾値以上なら締結解除するように制御信号 Sc を創成出力するが、車速 V_{sp} がクリープ制御閾値未満で且つスロットル開度 TVO が全閉閾値未満の場合には、そのときのエンジン回転数 N_e と入力回転数 N_{pi} 、即ちタービン出力軸回転数との差分値に応じて反比例するゲインでデューティ比 D/T_{ci} を設定することにより、坂道などの影響で車両がクリープ走行し易いときにはクラッチの締結力を弱め、クリープ走行し難いときにはクラッチの締結力を強めるようにしている。

【0038】次にステップS9に移行して、個別の演算

処理に従って、変速比制御を行ってからメインプログラムに復帰する。具体的には前記設定された目標変速比 C_t に対して、そのときの変速速度 dC/dt 又は時定数 τ で変速を行うための総パルス数並びに単位時間値にパルス数を設定し、その両者を満足するパルス制御信号 S_{sp} を創成出力する。

【0039】次に、本実施形態において前記図3の演算処理のステップS4で実行される制御閾値変更のための演算処理について図7を用いて説明する。この演算処理では、まずステップS401で、制御マップ検索等の個別の演算処理に従って、トルコン入出力速度比 N_e/N_{pi} からトルク比 t を算出する。具体的には、エンジン回転数 N_e を入力回転数 N_{pi} 、即ちタービン出力軸回転数で除してトルコン入出力速度比 N_e/N_{pi} を算出し、例えば図8に示すように、このトルコン入出力速度比 N_e/N_{pi} からトルクコンバータ(図ではトルコン)領域、つまりトルク増幅領域かロックアップ領域かを弁別すると共に、トルコン領域ならばトルコン入出力速度比 N_e/N_{pi} に応じたトルク比 t を求める。

【0040】次にステップS402に移行して、前記エンジントルク T_e に前記トルク比 t を乗じて入力トルク T_{pi} を算出し、次いでステップS403に移行して、図9の制御マップに従って、前記入力トルク T_{pi} を用いて基準ライン圧 P_{li} を算出する。この図9の制御マップは、入力トルク T_{pi} をパラメータとし且つ現在の変速比 C に応じた基準ライン圧 P_{li} の設定マップである。前述のように、ライン圧 P_{li} はベルト24への側方荷重であるから、ベルト耐久性の面からも、或いはエネルギー損の面からもライン圧 P_{li} は小さい方が望ましい。しかしながら、ベルト24には伝達すべきトルクがかかるから、それによってベルトが滑らないようにブーリで挟持しなければならず、そのトルクとは変速比 C が大きいほど、及び/又は入力トルク T_{pi} が大きいほど大きいから、その分だけベルト挟持力を高めるようにライン圧 P_{li} を大きくする必要がある。これを変速比 C 及び入力トルク T_{pi} だけから設定するのが基準ライン圧 P_{li} になる。勿論、この基準ライン圧 P_{li} は、ベルトの耐久性に直接影響するような領域よりもずっと小さく設定される。

【0041】次にステップS404に移行して、前述のように車速 V_{sp} を最終減速比 n で除して出力回転数 N_{so} を算出し、次いでステップS405に移行して、この出力回転数の2乗値 $(N_{so})^2$ に所定の係数 k を乗じて、出力側、即ち従動ブーリの遠心圧 P_{li} を算出する。この遠心圧 P_{li} とは、前述のように、前記従動ブーリ26のシリンダ室32内の作動流体が、遠心力によって外周側に押付けられ、その結果、当該シリンダ室32内の外周側の作動流体圧が高まり、それがライン圧 P_{li} に相乗して作用する作動流体圧増加分を示す。従って、この遠心圧 P_{li} は通常の遠心力と同様に周速、つまり出

力回転数の2乗値($N_{s,c}$)²に比例し、それに作動流体の比重や粘性等を考慮した比例係数 k を乗じて算出される。

【0042】次にステップS406に移行して、前記基準ライン圧 P_{L0} から前記遠心圧 P_{L1} を減じた値を目標ライン圧 P_{L0R} に設定し、次いでステップS407に移行して、前記図2の制御マップからこの目標ライン圧 P_{L0R} を達成するための基準ライン圧制御デューティ比 D/T_{PL0} を算出設定する。なお、基準ライン圧制御デューティ比 D/T_{PL0} の制御マップは、既存のデューティ比制御を応用すればよいからその詳細な説明は省略する。

【0043】次にステップS408に移行して、前記エンジン回転数 N_E が予め設定された切換制御用所定値 N_{E0} 以上であるか否かを判定し、当該エンジン回転数 N_E が所定値 N_{E0} 以上である場合にはステップS409に移行し、そうでない場合にはステップS410に移行する。また、前記ステップS410では、前記車速 V_{SP} が予め設定された切換制御用所定値 V_{SP0} 未満であるか否かを判定し、当該車速 V_{SP} が所定値 V_{SP0} 未満である場合にはステップS411に移行し、そうでない場合には前記ステップS409に移行する。なお、前記各切換制御用所定値 N_{E0} 、 V_{SP0} については後段に詳述する。そして、前記ステップS409では前記最小値 $D/T_{PL-MIN0}$ をデューティ比下限値 D/T_{PL-MIN} に設定してからステップS412に移行し、前記ステップS411では前記下側不感帯閾値 $D/T_{PL-MIN1}$ をデューティ比下限値 D/T_{PL-MIN} に設定してから前記ステップS412に移行する。

【0044】前記ステップS412では、前記基準ライン圧制御デューティ比 D/T_{PL0} が前記デューティ比下限値 D/T_{PL-MIN} 以上であるか否かを判定し、当該デューティ比 D/T_{PL0} が下限値 D/T_{PL-MIN} 以上である場合にはステップS413に移行し、そうでない場合にはステップS414に移行する。そして、前記ステップS413では前記基準ライン圧制御デューティ比 D/T_{PL0} をそのままライン圧制御デューティ比 D/T_{PL} に設定してからステップS415に移行し、前記ステップS414では前記デューティ比下限値 D/T_{PL-MIN} ライン圧制御デューティ比 D/T_{PL} に設定してからステップS415に移行する。そして、前記ステップSでは、個別の演算処理に従って、前記ライン圧制御デューティ比 D/T_{PL} に応じたライン圧制御信号 S_{PL} を創成出力してから、前記図3の演算処理のステップS5に移行する。なお、ライン圧制御デューティ比 D/T_{PL} に応じたライン圧制御信号 S_{PL} を創成については、既存のPWM(Pulse Width Modulation)制御を応用すればよいから、その詳細な説明は省略する。

【0045】次に、本実施形態の作用について説明するが、変速制御の概要は、前記特開平7-317895号

公報に記載されるものと同様であるから、ここでは省略し、特に図7の演算処理による作用について詳述する。この演算処理では、ステップS401乃至ステップS403で、無段変速機構29への入力トルク T_{PI} に応じた基準ライン圧 P_{L0} が設定される。この基準ライン圧 P_{L0} は、本来、伝達すべき入力トルク T_{PI} に対してベルト24が滑らない必要圧である。また、続くステップS404、ステップS405では、前記出力回転数 $N_{s,c}$ の2乗値に比例する遠心圧 P_{L1} が算出される。そして、次のステップS406では、前記基準ライン圧 P_{L0} から遠心圧 P_{L1} を減じた値が、前記ライン圧制御用デューティ比120を含む無段変速機構用調圧弁で発生すべき目標ライン圧 P_{L0R} として算出され、次のステップS407では、この目標ライン圧 P_{L0R} を達成するために必要な基準ライン圧デューティ比 D/T_{PL0} が設定される。

【0046】これに引き続いて実行されるステップS408乃至ステップS411では、エンジン回転数 N_E が前記切換制御用所定値 N_{E0} 以上か、又は車速 V_{SP} が切換制御用所定値 V_{SP0} 以上のときには、デューティ比下限値 D/T_{PL-MIN} を前記最小値 $D/T_{PL-MIN1}$ (=0%)とし、それ以外のときにはそれより大きい前記下側不感帯閾値 $D/T_{PL-MIN1}$ とする。そして、続くステップS412乃至ステップS414では、前記基準ライン圧デューティ比 D/T_{PL0} が前記デューティ比下限値 D/T_{PL-MIN} 以上のときには当該基準ライン圧デューティ比 D/T_{PL0} がそのままライン圧デューティ比 D/T_{PL} に設定されるが、当該基準ライン圧デューティ比 D/T_{PL0} が前記デューティ比下限値 D/T_{PL-MIN} 未満のときは当該下限値 D/T_{PL-MIN} がライン圧デューティ比 D/T_{PL} に設定され、次のステップS415で、このライン圧デューティ比 D/T_{PL} に応じたライン圧制御信号 S_{PL} を創成出力する。

【0047】つまり、このステップS408乃至ステップS414では、エンジン回転数 N_E が高回転か、或いは車速 V_{SP} が高速であるときに、最終的にライン圧デューティ比 D/T_{PL} に制限をかける、所謂リミット値としてのデューティ比下限値 D/T_{PL-MIN} を、前記比較的大きな下側不感帯閾値 $D/T_{PL-MIN1}$ から最小値 $D/T_{PL-MIN1}$ (=0%)に切換える制御がなされる。ここで、この切換制御に用いられる前記各所定値 N_{E0} 及び V_{SP0} について説明する。

【0048】まず、一般的なデューティ比等を含んで構成される調圧弁にあっては、例えば前記図2のようなデューティ比—ライン圧出力特性図はノミナルな連続線図であって、実際の出力特性図は、例えば図10のように表れ、ON-OFFの間のライン圧デューティ比 D/T_{PL} に対して、ライン圧 P_L は上下に大きく変動してしまう。この変動幅が、出力圧(作動流体圧)のバラツキである。このバラツキは、例えば本実施形態でOFF状態に相当するデューティ比 D/T_{PL} が最小値 D/T_{PL}

P_{L-MIN0} ($=0\%$) のときには殆どない。これは、前記ライン圧制御用デューティ弁120が完全な全閉(又は全開)状態であって、デューティ比制御信号の電圧や作動流体温度(粘性)、或いは作動流体内の気泡等の影響を受けないからである。一方、このライン圧制御用デューティ弁120が、OFF状態から少しでもON状態に移行しようとするれば、実際にはスプールやポペット等の弁体が作動流体中に浮遊又は往復動している状態となるので、デューティ比制御信号の電圧や作動流体温度(粘性)の変動や、作動流体内の気泡の含有量等の影響で出力圧が変動し、それがバラツキとなって発現する。特に、このベルト式無段変速機構29で要求されるライン圧 P_L はゲインが大きい、即ち最大値から最小値までの幅が広いから、発生するライン圧 P_L のバラツキの幅も大きく表れるという実情がある。

【0049】さて、一方で、この種のデューティ弁を含んで構成される調圧弁では、例えば前記下側不感帯閾値 $D/T_{PL-MIN1}$ 以下の不感帯領域では、ライン圧デューティ比 D/T_{PL} を変更しても、実質的なライン圧 P_L は殆ど変化しないので、例えば要求されるライン圧 P_L が、この不感帯内のような最小の状態から急速に且つ大幅に大きくなったときに、目標値に対してアンダシュートが出易くなり、結果的に応答性が低下する恐れがある。そこで、前記従来例2及び本実施形態でも、少なくともエンジン回転数 N_E が高回転でない状態及び車速 V_{SP} が高速でない状態では、ライン圧デューティ比の下限値 D/T_{PL-MIN} を前記下側不感帯閾値 $D/T_{PL-MIN1}$ として、指令値としてのライン圧デューティ比 D/T_{PL} がそれより小さくならないようにし、これによりライン圧制御の応答性を確保している。つまり、この下側不感帯閾値 $D/T_{PL-MIN1}$ が、指令値、即ちライン圧デューティ比 D/T_{PL} に対して、応答性を重視した限界値の値になる。

【0050】ところで、前述した遠心圧 P_{L1} は従動プーリ26が高速回転すればするほど大きくなり、それが或る程度以上大きくなると、供給されるライン圧 P_L に関わらず、この遠心圧 P_{L1} のみでベルト24を挾持して、例えばエンジンからの最大入力負荷をも伝達してしまうことがある。この状態は、最早適切な変速比制御もできないし、勿論、ライン圧 P_L を制御することも無意味であって、本来的に変速比の制御範囲から外されるべき領域である。この変速比の制御範囲から外すべき領域は、本来、ライン圧 P_L がない状態、即ち前記ライン圧デューティ比 D/T_{PL} が前記最小値 $D/T_{PL-MIN0}$ ($=0\%$) のときに、遠心圧 P_{L1} が入力負荷を伝達する領域であるべきであるから、それはここでは図11に斜線Bで示す右方の領域になる。この入力負荷伝達領域を外した変速比制御範囲のエンジン回転数 N_E の最大値が前記最大値 N_{E-MAX0} であり、そのときの車速 V_{SP} が前記最大値 $V_{SP-MAX0}$ になる(本実施形態ではエンジン回転数最大値

N_{E-MAX0} に相当する車速最大値 $V_{SP-MAX0}$ で変速比制御範囲を切っている)。

【0051】ところが、前述のようにライン圧デューティ比の下限値 D/T_{PL-MIN} を前記下側不感帯閾値 $D/T_{PL-MIN1}$ に保ったままだと、前述のようにライン圧 P_L のものにバラツキがあるので、前記変速比の制御範囲から外すべき領域は、前記遠心圧 P_{L1} によるものに加えて、このライン圧 P_L のバラツキ分、特に遠心圧 P_{L1} への加算分を加味したものにならないといけない。これが、図11に斜線Aで示す右方の領域になり、結果的に変速比の制御範囲は狭くなってしまふ。しかしながら、このようなエンジン回転数 N_E の高回転領域或いは車速 V_{SP} の高速領域では、何れにしても従動プーリ26は高速回転しており、それに伴って遠心圧 P_{L1} も相応に高くなっているから、今更のように、ライン圧デューティ比 D/T_{PL} の小さい状態、即ち供給ライン圧 P_L の低い状態を想定して、そこからのライン圧 P_L の制御応答性を高めてもさほど制御上では影響がない。そこで、この斜線Aの領域、即ちバラツキのあるライン圧 P_L で、エンジンからの入力負荷が伝達されてしまう領域を、前記エンジン回転数 N_E が切換制御所定値 N_{E0} 以上か、又は車速 V_{SP} が切換制御所定値 V_{SP0} 以上となったことで検出し、この領域になったら、前記ライン圧制御デューティ比の下限値 D/T_{PL-MIN} を前記最小値 $D/T_{PL-MIN0}$ ($=0\%$) に切換えることで、変速比の制御範囲を前記斜線Bによる領域、つまりエンジン回転数 N_E の最大値 N_{E-MAX0} 、車速 V_{SP} の最大値 $V_{SP-MAX0}$ まで広げることができる。

【0052】ちなみに、このようにエンジン回転数 N_E の高回転領域或いは車速 V_{SP} の高速領域で前記下側不感帯閾値 $D/T_{PL-MIN1}$ によるライン圧 P_L のバラツキを排除することは、ベルト24の強度確保の面でも有効である。即ち、このような領域では、前述のようにベルト24が高速回転されているために、当該ベルト24には大きな遠心力が作用している。このようにベルト24に大きな遠心力が作用している状態で、前記ライン圧 P_L の推力による円錐体からの大きな側方荷重がかかると、ベルト24に伸びや滑りが発生する恐れがあり、それがベルト24の耐久性に影響を与えるのである。そこで、ライン圧デューティ比の下限値 D/T_{PL-MIN} を前記最小値 $D/T_{PL-MIN0}$ にすることで、少なくとも前記遠心圧 P_{L1} の加算分に相当するライン圧 P_L のバラツキを排除することができるので、その分だけベルト24の耐久性を確保することができる。

【0053】以上より、前記ライン圧デューティ弁120が本発明の無段変速機構用調圧弁を構成し、以下同様に、前記図7の演算処理のステップS408及びステップS410が遠心圧検出手段を構成し、図7の演算処理のステップS409及びステップS411が切換え手段を構成している。

【0054】なお、前記実施形態では、エンジン回転数 N_e が高回転状態であるか、或いは車速 V_s が高速状態であるかによって、前記遠心圧 P_{11} が無段変速機構への入力負荷を伝達可能であることを検出しているが、例えばこの遠心圧 P_{11} を直接検出することができれば、その値をもって入力負荷を伝達可能であるか否かという判定も可能であり、要はその推定又は検出を可能とする制御入力で判定を行えばよい。

【0055】また、前記実施形態では、各コントロールユニットをマイクロコンピュータで構築したものについてのみ詳述したが、これに限定されるものではなく、演算回路等の電子回路を組み合わせて構成してもよいことは言うまでもない。

【図面の簡単な説明】

【図1】無段変速機及びその制御装置の一例を示す概略構成図である。

【図2】目標ライン圧からライン圧制御用デューティ弁へのデューティ比を設定する制御マップである。

【図3】図1の変速機コントロールユニットで実行される演算処理の一例を示すフローチャートである。

【図4】スロットル開度をパラメータとしてエンジン回転数からエンジントルクを設定する制御マップである。

【図5】車速とスロットル開度とからロックアップ車速及びアンロックアップ車速を設定する制御マップである。

【図6】スロットル開度をパラメータとして車速から変速比を設定する制御マップである。

【図7】図3の演算処理で実行されるマイナプログラムフローチャートである。

【図8】トルコン入出力速度比からトルク比を設定する*

*制御マップである。

【図9】入力トルクをパラメータとして変速比から基準ライン圧を設定する制御マップである。

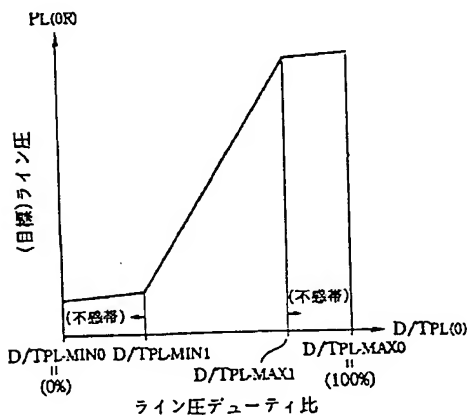
【図10】ライン圧デューティ比に対して発生するライン圧のバラツキの説明図である。

【図11】本発明が変速比の制御範囲を広げる効果の説明図である。

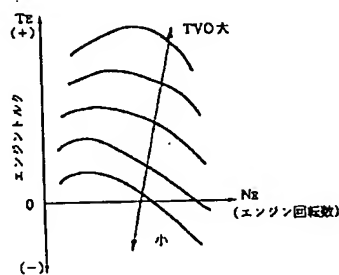
【符号の説明】

- 10 はエンジン
- 12 はトルクコンバータ
- 16 は駆動プーリ
- 19 はスロットルバルブ
- 20 はシリンダ室
- 24 はベルト
- 26 は従動プーリ
- 29 は無段変速機構
- 32 はシリンダ室
- 108 はステップモータ
- 120 はライン圧制御用デューティ弁
- 128 はロックアップ制御用デューティ弁
- 129 はクラッチ締結制御用圧切換弁
- 200 はエンジンコントロールユニット
- 300 は変速機コントロールユニット
- 301 はエンジン回転数センサ
- 302 は車速センサ
- 303 はスロットル開度センサ
- 304 はインヒビタスイッチ
- 305 は入力回転数センサ
- 310 はマイクロコンピュータ

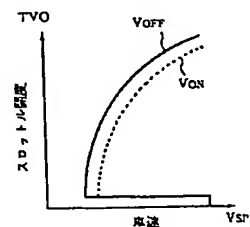
【図2】



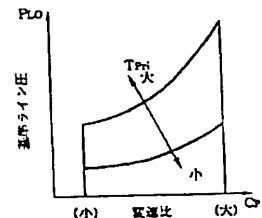
【図4】



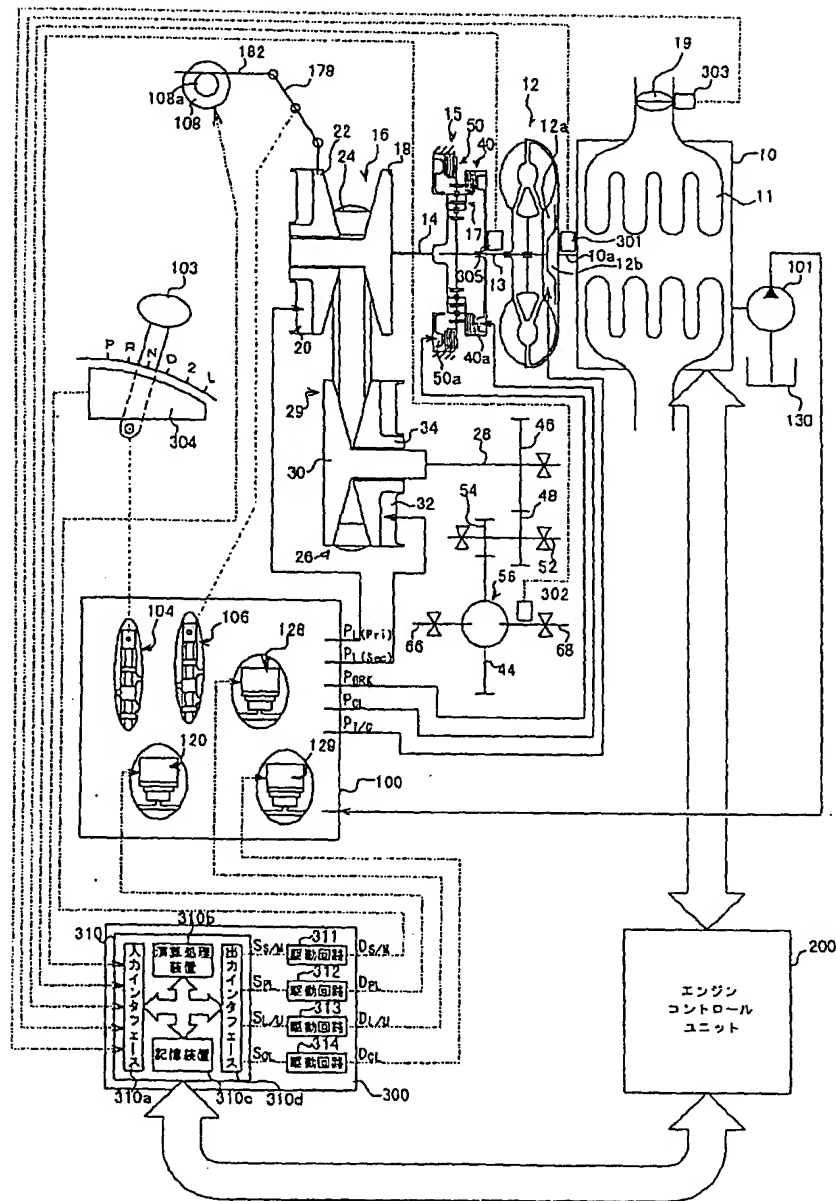
【図5】



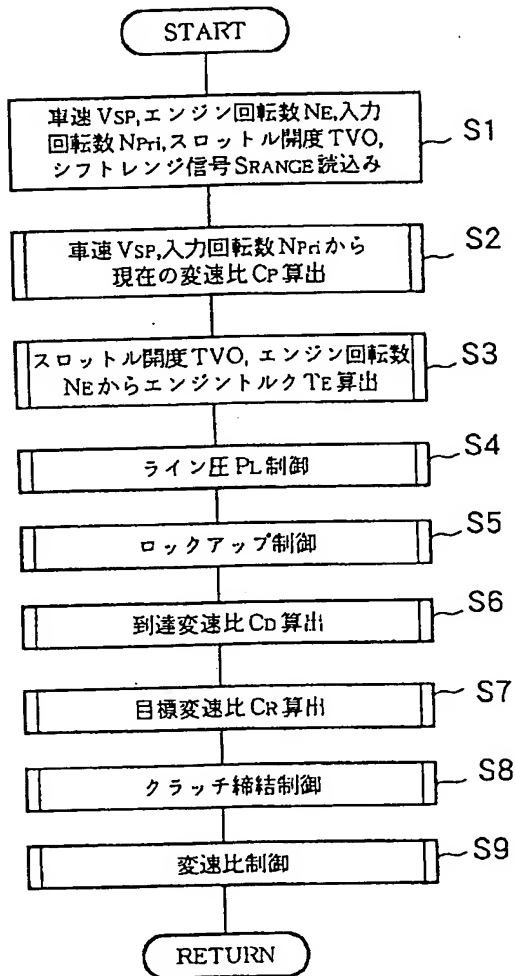
【図9】



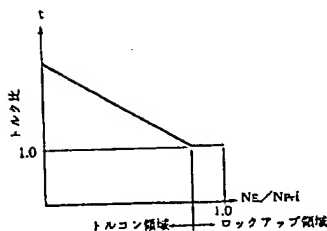
【図1】



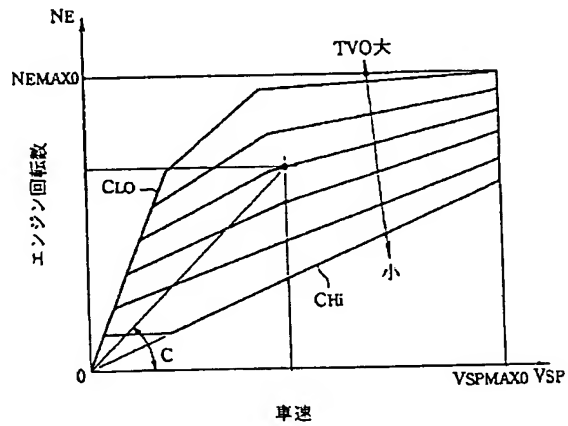
【図3】



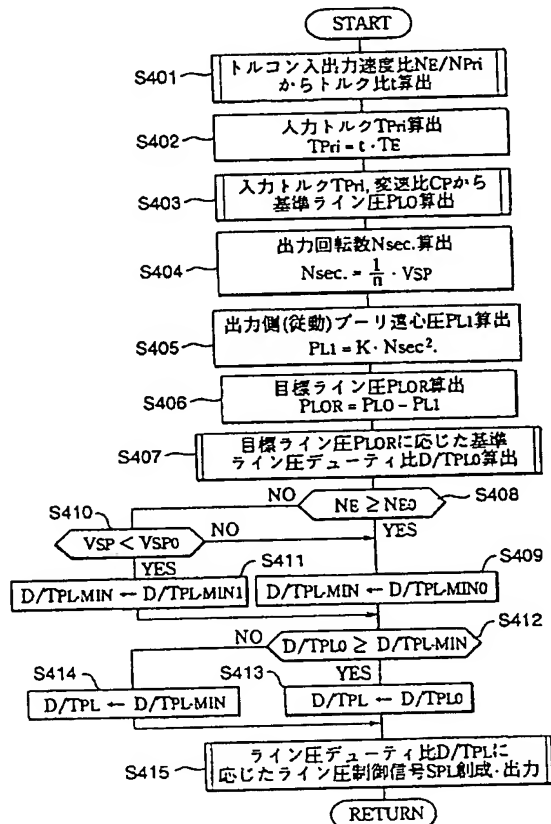
【図8】



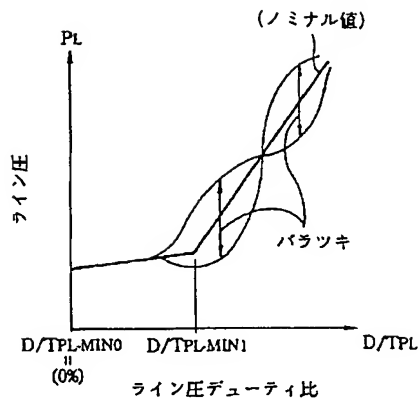
【図6】



【図7】



【図 10】



【図 11】

